

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 実用新案出願公告

## ⑫ 実用新案公報(Y2)

平1-34657

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>  
F 02 B 19/08識別記号 庁内整理番号  
F-8511-3G

⑭ 公告 平成1年(1989)10月23日

(全4頁)

⑮ 考案の名称 副室式ディーゼルエンジンの燃焼室

⑯ 実 願 昭58-94858

⑰ 公 開 昭60-3236

⑱ 出 願 昭58(1983)6月22日

⑲ 昭60(1985)1月11日

⑳ 考 案 者 大 村 忠 雄 長崎県長崎市鮎の浦町1番1号 三菱重工業株式会社長崎  
研究所内㉑ 考 案 者 井 元 浩 二 長崎県長崎市鮎の浦町1番1号 三菱重工業株式会社長崎  
研究所内

㉒ 出 願 人 三菱重工業株式会社 東京都千代田区丸の内2丁目5番1号

㉓ 復代理人 弁理士 長屋 二郎

審 査 官 小 関 峰 夫

1

2

## ⑳ 実用新案登録請求の範囲

主燃焼室と副燃焼室とを連通する主噴口および  
 少くとも1個の補助噴口から構成される副室噴口  
 において、主噴口から主燃焼室への流出角および  
 副燃焼室から主噴口への流入角を副燃焼室中心線  
 A-Aに直角な平面に対しそれぞれ $\theta_1$ 、 $\theta_2$ で表わ  
 すとき $\theta_1 < \theta_2$ なる関係を有し、前記補助噴口はそ  
 の主燃焼室側への開口端を、シリンダ中心線B-B  
 に対し、前記主噴口の主燃焼室側開口端の外方  
 に位置せしめられ、且主噴口と補助噴口の副室側  
 開口端中心を副室中心線より片側の同一方向に設  
 け、さらに前記補助噴口から主燃焼室への流出角  
 を、副燃焼室中心線A-Aに直角な平面に対し  
 $\theta_{11}$ で表わすとき、 $\theta_{11}$ は90°でなく且 $\theta_{11} > \theta_1$ なる関  
 係を有してなる副室式ディーゼルエンジンの燃焼  
 室。

## ㉑ 考案の詳細な説明

本考案は副室式ディーゼルエンジンの燃焼室に  
 関する。

第1図、第2図は従来公知の副室式ディーゼル  
 エンジンの燃焼室に関するもので、第1図で1は  
 主燃焼室、2は副燃焼室、3は副室噴口、4はシ  
 リンダヘッド、5は燃料噴射弁、6はグローブラ  
 グ、7はピストン、8はシリンダである。

副燃焼室2はシリンダヘッド4内に凹設され、25  
 その上部は半球形、下部は円錐台のもの、あるい

は円柱形のものなどがあるが、第1図には下部が  
 円錐台のものを示す。副燃焼室2には燃料噴射弁  
 5が設けられ又必要に応じてエンジン始動時に副  
 燃焼室2内を予熱して始動を容易にするグローブ  
 ラグ6が配設されている。副燃焼室2は副室噴口  
 3を介してピストン7の頂面シリンダ8、シリン  
 ダヘッド4の下面より構成される主燃焼室1と連  
 通している。

次に前記従来装置の作用について説明する。

エンジンの運転時圧縮行程でピストン7より主  
 燃焼室1内の吸気が圧縮され、副室噴口3をへて  
 副燃焼室2内に流入し、渦流Sを生成する。この  
 渦流Sの方向に沿って、燃料噴射弁5より燃料を  
 噴射すると、燃料は渦流Sとともに副燃焼室2内  
 を旋回し、燃料と空気の混合が行われ、着火燃焼  
 する。副燃焼室2内から噴出される半燃焼の混合  
 気は主燃焼室1内の空気との混合は、副燃焼室2  
 からガス噴出により行われる。この副燃焼室2か  
 ら流出した噴流はシリンダ中心線B-Bに対し、  
 副燃焼室2と反対側のシリンダ壁8まで到達し壁  
 面に衝突する。衝突後はシリンダ壁8の壁面に沿  
 って分散する。

主燃焼室1内での半燃焼の燃料と空気の混合気  
 形成および燃焼を良好にするには、短時間で噴流  
 がシリンダ壁8まで到達しなければならない。こ  
 のため副室噴口3の通路面積を小さくして噴流速

度を大きくしているので、副噴口3の絞り損失および主燃焼室1内の熱損失が大きい又副室噴口角度 $\theta$ を小さくすると主燃焼室1内の噴流ペネトレーションが大きくなるので、副室噴口3の通路面積を大きくできる。しかし、第2図のような従来の副室噴口3で副室噴口角度 $\theta$ を小さくすると、副燃焼室2からの噴出ガスは、大部分シリンダ中心方向に流れ、シリンダ中心線B-Bに対し副燃焼室2側のシリンダ壁8方向へ流れるガスが少なくなるため、第2図の燃焼室内ハッチング部分Dでの空気利用率が低下する。また、副燃焼室2から主燃焼室1へのガス噴出の際、副燃焼室2内の渦流旋回方向と主燃焼室1へのガス噴出方向の角度差 $(180-\theta)^\circ$ が大きくなるため、主燃焼室1へのガス流出が抑制されるため、副室噴口絞り損失が大きくなる。

さらに逆に副室噴口角度 $\theta$ を大きくすると、副燃焼室2から主燃焼室1へのガス流出は容易となり、主燃焼室のD部分へ流れるガス量は増加するが、シリンダ中心方向への噴流ペネトレーションは低下し、半燃焼燃料と空気の混合気形成、燃焼が悪化する問題点を有している。

本考案の目的は、前記問題点を解消し、燃焼効率の改善をはかった副室式ディーゼルエンジンの燃焼室を提供するにある。

本考案に係る副室式ディーゼルエンジンの燃焼室は、主噴口への流入角度 $\theta_2$ 、主噴口よりの流出角度 $\theta$ 、とするとき $\theta_1 < \theta_2$ なる関係とし、さらに補助噴口出口を前記主噴口出口より主燃焼室の外側に設けるとともに補助噴口よりの流出角度 $\theta_{11}$ とするとき $\theta_{11} > \theta_1$ なる関係として、前記目的を達成するよう構成したものである。

以下第3図乃至第8図を参照して、本発明による副室式ディーゼルエンジンの燃焼室の実施例について説明する。

ここにおいて、前記従来装置と同一もしくは均等構成部分には、同一符号を用いて説明する。

第3図、第4図は本考案の第1実施例で、副燃焼室2の構造は上部が半球形、下部は円錐台のもの、あるいは円柱形のもの等があるが、第3図には下部円錐台のものを示す。又第3図での主噴口31は副燃焼室開口端より主噴口31への流入角度を $\theta_2$ とし、主噴口31から主燃焼室開口端での流出角度を $\theta_1$ とするとき、 $\theta_1 < \theta_2$ な関係とし主噴

口31の軸線を湾曲形（円弧と直線の組合せ）として構成している。

主噴口31の軸線としては、他の円弧形、折れ線にしたものが考えられる。

5 補助噴口32について主噴口31に対しシリンダ中心線B-Bから外側に離れて位置させる。補助噴口32より主燃焼室への開口端での流出角度を $\theta_{11}$ とし $\theta_{11} > \theta_1$ の関係とする。補助噴口32の通路形状として直線状のもので、またIV方向から見た補助噴口32の断面形状として長円形のもの、第4図に示す。補助噴口32の断面形状として他に円形楕円形等も考えられる。

次に前記第1実施例の作用について説明する。

15 本考案による主噴口31では、前記角度 $\theta_2$ が大きいので副燃焼室2内の渦流旋回方向と主燃焼室1へのガス噴出方向の角度差 $(180-\theta_2)^\circ$ が小さくなるとともに、補助噴口32の設置により副燃焼室2から主燃焼室1へのガス流出が容易になる。又主噴口31の前記角度 $\theta_1$ が小さいため、主燃焼室1の噴流のシリンダ中心方向へのペネトレーションを高めることができる。

さらに補助噴口32の設置によりシリンダ中心線B-Bに対し副燃焼室2側のシリンダ壁方向の領域もガスが流れるため主燃焼室1内の半燃焼燃料と空気の混合燃焼を促進できる。

25 以上により副室噴口31、32での絞り損失の低減、燃焼促進により燃費、排煙を改善できると共に、エンジンの低騒音化、高速化、始動性の向上を図ることができる。

30 第5図は本考案の第2実施例で第1実施例において、補助噴口32よりの主燃焼室開口端における流出角度を $\theta_{11}$ とし副燃焼室より補助噴口32への流入角度を $\theta_{21}$ としたとき $\theta_{11} < \theta_{21}$ の関係をもたせたもの（第1実施例では $\theta_{11} = \theta_{21}$ ）。

35 次にその作用効果は第1実施例とほぼ同様であるが、副燃焼室2より主燃焼室へのガス流出がさらに容易となり、また主燃焼室1内の噴流のシリンダ中心方向へのペネトレーションも更に促進できる。

40 なお、その作用効果はほぼ第1実施例と同様である。

第6図は本考案の第3実施例で第1実施例において、補助噴口32の数を複数個（第6図では2個の場合を示す）にした場合である。その作用効

果は第1実施例とほぼ同様である。

前述のとおり、本考案の副室式ディーゼルエンジンの燃焼室は、主噴口よりの流出角度 $\theta_1$ 、主噴口への流入角度 $\theta_2$ とすると $\theta_1 < \theta_2$ となる関係としたので、副燃焼室から主噴口へのガス流入が容易となり又主噴口から主燃焼室への噴流のペネトレーションを高めることができる。

次に補助噴口の主燃焼室への出口は主噴口の出口に対しシリンダ中心線B-Bから外方に設け、さらに補助噴口より主燃焼室への流出角度を $\theta_{11}$ としたとき $\theta_{11} > \theta_1$ なる関係となるように構成したので、シリンダ中心線B-Bに対して副燃焼室側のシリンダ壁方向の領域に補助噴口よりガスが

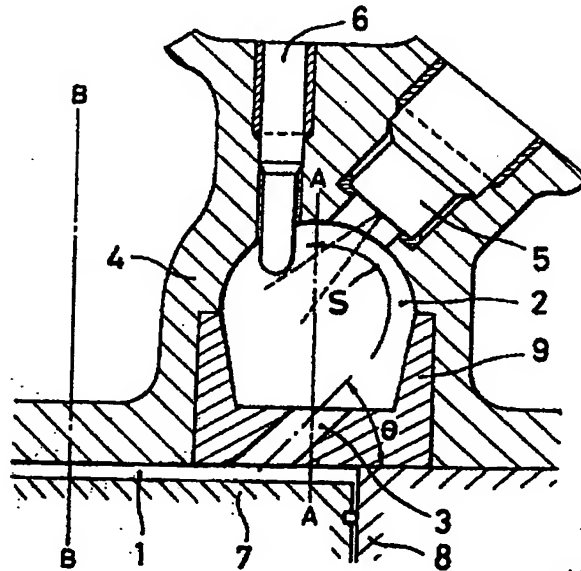
流れる。従つて上記のように主噴口および補助噴口を設けることによりエンジンの燃焼効率を改善し燃費の向上をはかることができる。

#### 図面の簡単な説明

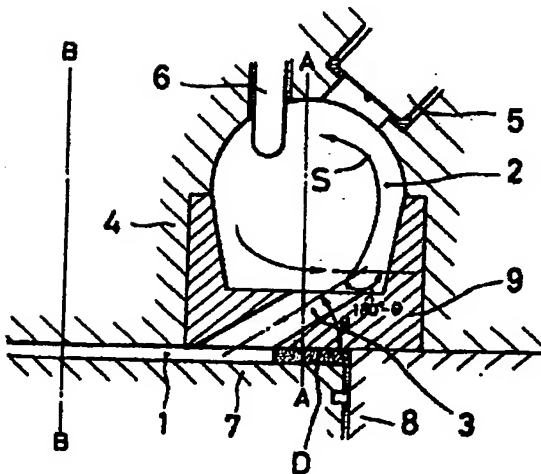
第1図は従来装置の要部断面図、第2図は同装置の作用説明図、第3図は本考案の第1実施例の要部断面図、第4図は第3図のIV矢視図、第5図は本考案の第2実施例、第6図は第3実施例の噴口出口部の下面図である。

1……主燃焼室、2……副燃焼室、3 1……主噴口、3 2……補助噴口、 $\theta_1$ ……主噴口への流入角、 $\theta_2$ ……主噴口よりの流出角、 $\theta_{11}$ ……補助噴口よりの流出角。

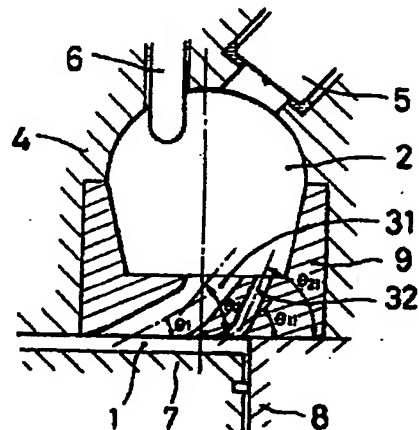
第1図



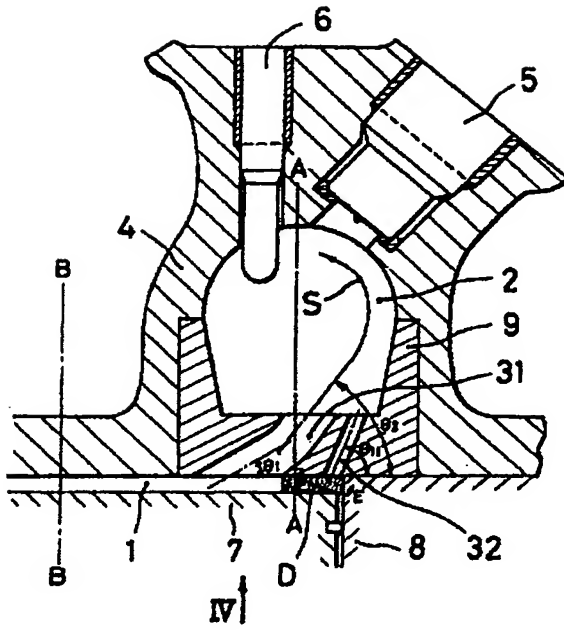
第2図



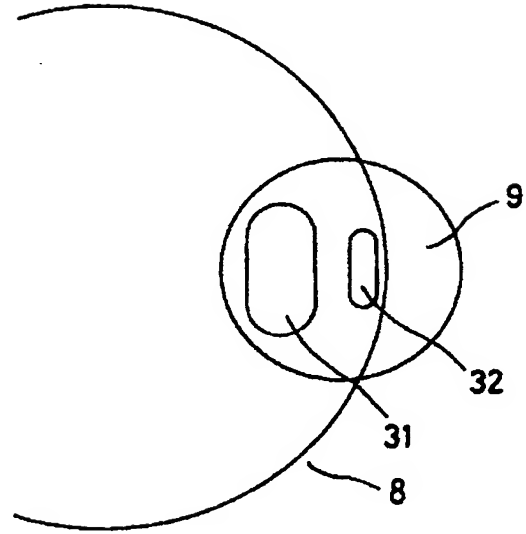
第5図



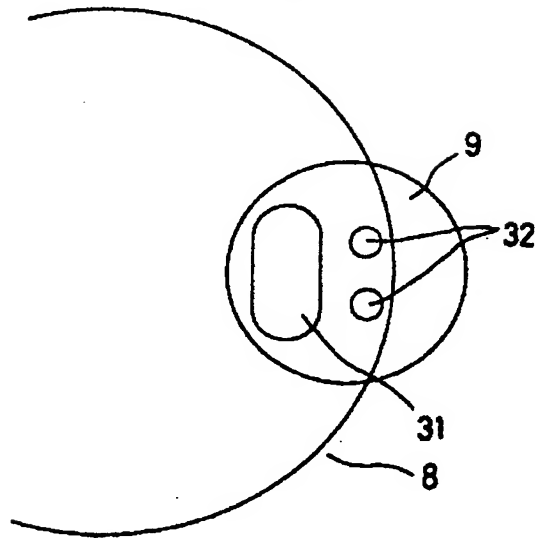
第3図



第4図



第6図



従来技術として  
明細書中に記載

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 7-97924

(43) 公開日 平成 7 年 (1995) 4 月 11 日

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>

F02B 19/08

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F

G

B

B

19/18

F02F 3/26

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 4 頁)

(21) 出願番号

特願平 5-242279

(22) 出願日

平成 5 年 (1993) 9 月 29 日

(71) 出願人 000000125

井関農機株式会社

愛媛県松山市馬木町 700 番地

(72) 発明者 中田 純二

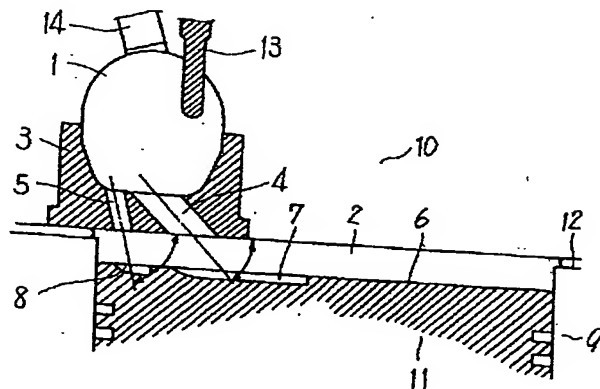
愛媛県伊予郡砥部町八倉 1 番地 井関農機  
株式会社技術部内

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンの燃焼室

(57) 【要約】

【目的】 ディーゼルエンジンの副燃焼室 1 の口金 3 に、主連絡口 4 と副連絡口 5 とを設けて、燃焼効率を上げる。

【構成】 副燃焼室 1 と主燃焼室 2 との間の口金 3 に、断面積の大きい主連絡口 4 と小さい副連絡口 5 とを設けると共に、このうち主連絡口 4 は、ピストン頂面 6 の中央部側において左右双葉形状に大きく形成された主キャビティ 7 に向けて緩傾斜  $\theta 1$  に設け、副連絡口 5 は、該主燃焼室の主キャビティ 7 に隣接の三日月形に小さく形成された副キャビティ 8 に向けて急傾斜  $\theta 2$  に設けてなるディーゼルエンジンの燃焼室の構成。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 副燃焼室 1 と主燃焼室 2 との間の口金 3 に、断面積の大きい主連絡口 4 と小さい副連絡口 5 とを設けると共に、このうち主連絡口 4 は、ピストン頂面 6 の中央部側において左右双葉形状に大きく形成された主キャビティ 7 に向けて緩傾斜  $\theta 1$  に設け、副連絡口 5 は、該各葉部の主キャビティ 7 に隣接の三日月形に小さく形成された副キャビティ 8 に向けて急傾斜  $\theta 2$  に設けてなるディーゼルエンジンの燃焼室。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、ディーゼルエンジンの燃焼室に関し、副燃焼室（渦流室）を有するディーゼルエンジンに利用できる。

## 【0002】

【従来の技術、及び発明が解決しようとする課題】 ディーゼルエンジンの副燃焼室から主燃焼室へ連通する連絡口は、ピストン頂面に形成の双葉形状のキャビティに向けて傾斜して設けられているが、副燃焼室内での渦流が単純で着火性が悪い。

## 【0003】

【課題を解決するための手段】 この発明は、副燃焼室 1 と主燃焼室 2 との間の口金 3 に、断面積の大きい主連絡口 4 と小さい副連絡口 5 とを設けると共に、このうち主連絡口 4 は、ピストン頂面 6 の中央部側において左右双葉形状に大きく形成された主キャビティ 7 に向けて緩傾斜  $\theta 1$  に設け、副連絡口 5 は、該各葉部の主キャビティ 7 に隣接の三日月形に小さく形成された副キャビティ 8 に向けて急傾斜  $\theta 2$  に設けてなるディーゼルエンジンの燃焼室の構成とする。

## 【0004】

【作用、及び発明の効果】 ピストンの往復動によって、圧縮行程では、主燃焼室 2 内の圧縮空気が主、副連絡口 4、5 を経て副燃焼室 1 内へ圧縮されて、角度  $\theta 1$ 、 $\theta 2$  の異なる主、副連絡口 4、5 から送込まれる副燃焼室 1 における旋回流が、一定の角度で合流衝突されて、着火性を高めることができる。又、主燃焼室 2 内における燃焼では、主連絡口 4 からの火炎が双葉状の主キャビティ 7 に向い、これを追うように副連絡口 5 からの火炎が副キャビティ 8 に向けて反射角を変えて噴出され、主燃焼室 2 内全体の空気を有効に使うことになり、燃焼効率を高め、スモークを低減することができる。

## 【0005】

【実施例】 なお、図例において、9 はシリンダ、10 はシリンダヘッド、11 はピストン、12 はシリンダ 9 とシリンダヘッド 10 との間のガスケット、13 は副燃焼室 1 内へのぞむグローブラグ、14 は噴射ノズルである。前記主、副連絡口 4、5 を設ける口金 3 は、シリンダヘッド 10 に埋設されて、このシリンダヘッド 10 部材と口金 3 部材との間で副燃焼室（渦流室）1 が形成さ

れる。

【0006】 副燃焼室 1 は、シリンダヘッド 10 の一側寄りに位置して設けられ、主キャビティ 7 がピストン頂面 6 の該副燃焼室 1 寄りに偏位して左右対称形の双葉状に形成される。又、三日月形の副キャビティ 8 はこの主キャビティ 7 の副燃焼室 1 側端部において、ピストン 11 の周面に沿うようにして左右対称形に形成される。

【0007】 又、これら主、副キャビティ 7、8 に対向する主、副連絡口 4、5 は、断面積の大きい主連絡口 4 が、主キャビティ 7 の左右中央部に対向して形成され、ピストン頂面 6 に対して  $\theta 1$  の角度で傾斜するように設定され、又、断面積の小さい副連絡口 5 が、副キャビティ 8 の左右中央部に対向して形成され、ピストン頂面 6 に対して該主連絡口 4 の角度  $\theta 1$  よりも急な角度  $\theta 2$  で傾斜するように設定される。

【0008】 ピストン 11 の圧縮行程では、図 4 のように、主燃焼室 2 内の圧縮空気が主連絡口 4 と副連絡口 5 とから副燃焼室 1 内へ旋回流 A、B として流れ込み、衝突合流されるが、方向は基本的にほぼ同一であり、弱め合うことはないため、実質連絡口 4、5 の断面積を大きくすることとなって、絞りが小さくなりフリクションロスを低減できる。副連絡口 5 からの旋回流 A を副燃焼室 1 内を左右方向へ広げるようになる。

【0009】 続く燃料噴射行程では、図 5 のように、前記燃料噴射ノズル 14 から高圧の副燃焼室 1 内へ燃料 C が噴射される。膨脹行程では、図 6 のように、前記副燃焼室 1 に噴射された燃料 C に着火されて、火炎は主連絡口 4 と副連絡口 5 とから主燃焼室 2 側へ噴出される。このうち主連絡口 4 からの火炎 D は、未燃焼燃料を含んだ状態で主キャビティ 7 へ向けて緩傾斜角  $\theta 1$  で噴出して、正面からシリンダ周面及び主キャビティ 7 から左右に亘って、主燃焼室 2 の中心部分の酸素を利用して高い出力を得る。又、副連絡口 5 からの火炎 E は、副キャビティ 8 に急な傾斜角  $\theta 2$  で噴出して、シリンダ 9 壁に沿って流れ、主連絡口 4 から火炎によって利用されない個所の酸素を使って、スモークを低減する。

【0010】 図 7、図 8 において、上例と異なる点は、前記副キャビティ 8 を左右分離して形成し、副連絡口 5 をもこの副キャビティ 8 に応じて分離したものである。図 9、図 10 は、前記シリンダヘッド 10 に対する口金 3 の嵌合構成を示し、この口金 3 の嵌合部を小径部 15 と大径部 16 との二段に形成し、この小径部 15 はシリンダヘッド 10 部との間に間隙 17 を形成し、小径部 15 と大径部 16 との間の段部 18、及びこの大径部 16 は一部の間隙部 19 を除いて気密的に嵌合している。この大径部 16 における間隙部 19 は全周に亘ってリング状に形成され、この大径部 16 の高さの下位に偏位している。この各高さを a、b とすると、これら嵌合部における圧入応力分布は図 10 のように  $\sigma a$ 、 $\sigma b$  と

なる。これによって、クリープ変形による口金 3 のがたつきを防止できる。

【0011】口金 3 は、普通、運搬時に高温になり、熱膨張する。このためシリンダヘッド 10 及び口金 3 に大きな応力を生じ、高温のためクリープ変形を生じ、低温時の締め代が確保できなくなり、さらにはクリアランスを生じ易く、口金にがたつきを生じ易く、ガスケットのシール性低下等を招き易いものであるが、上記の構成によると、クリープ変形を生じた場合、下側部 6 は口金 3 の縮みが大きくなり、上側部 a はシリンダヘッド 10 の

10

穴の拡大が大きく現れる。これらの中間の隙間部 19 の変形は生じ難く、口金 3 の緩みを防止できる。

【0012】図 11～図 13 において、上例と異なる点は、前記段部 18 に隙間部 20 をリング状に形成したものである。これによって、大径部 16 における応力分布は図 12 のようになり、クリープ変形による口金 3 のがたつきや、図 13 におけるシリンダヘッド 10 における口金 3 部と排気バルブ 21 や吸気バルブ 22 等との間に亀裂が生じ難くなる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】エンジンのシリンダヘッド部の側断面図。

【図 2】その平面図。

【図 3】その副燃焼室部の側断面図。

【図 4】その作用を一部正面図で示す側面図。

【図 5】その作用を示す側面図。

【図 6】その作用を一部平面図で示す側面図。

【図 7】一部別実施例を示すシリンダヘッド部の側断面図。

【図 8】その平面図。

【図 9】一部別実施例を示す口金部の側断面図。

【図 10】その応力分布図。

【図 11】一部別実施例を示す口金部の側断面図。

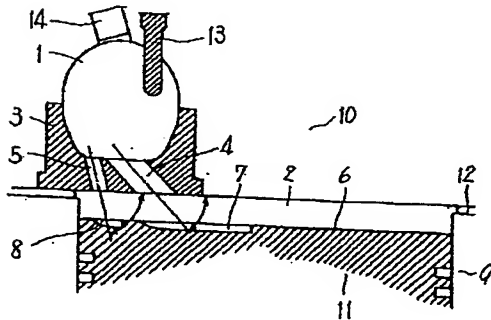
【図 12】その応力分布図。

【図 13】口金の配置を示すシリンダヘッド部の平面図。

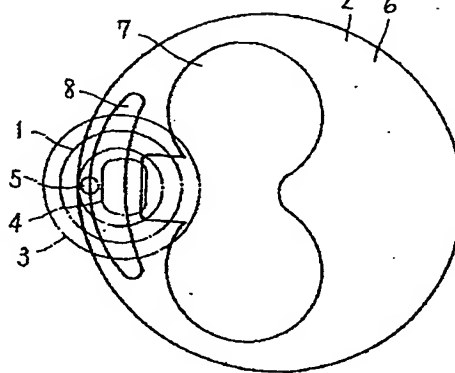
【符号の説明】

- |     |        |
|-----|--------|
| 1   | 副燃焼室   |
| 2   | 主燃焼室   |
| 3   | 口金     |
| 4   | 主連絡口   |
| 5   | 副連絡口   |
| 6   | 頂面     |
| 7   | 主キャビティ |
| 8   | 副キャビティ |
| θ 1 | 緩傾斜    |
| θ 2 | 急傾斜    |

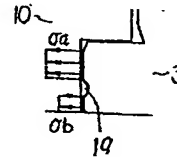
【図 1】



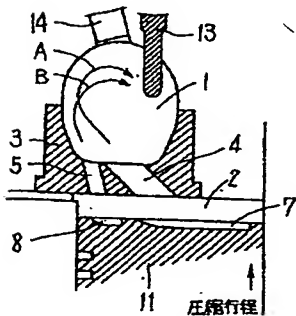
【図 2】



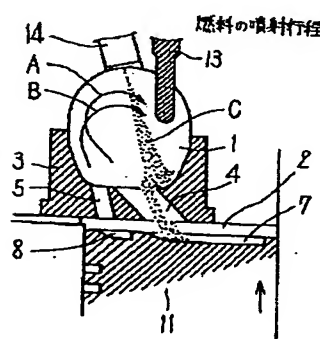
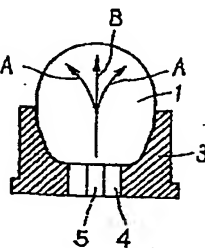
【図 10】



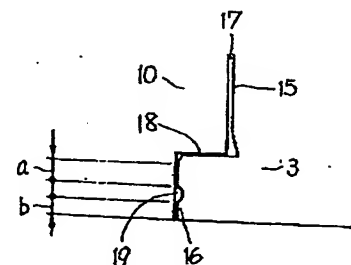
【図 4】



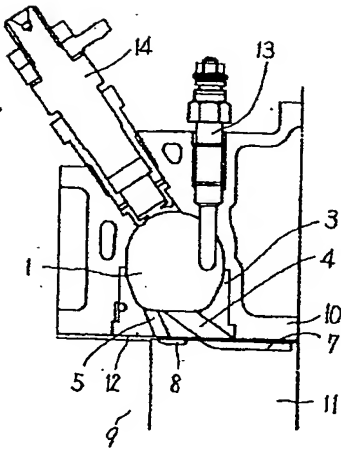
【図 5】



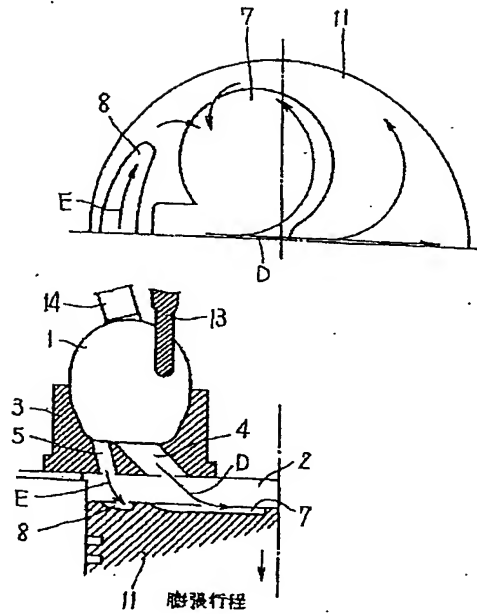
【図 9】



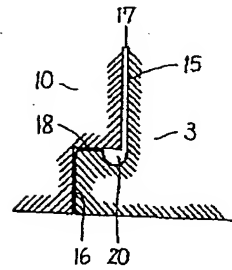
【図3】



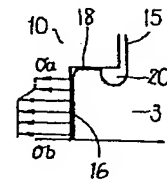
【図6】



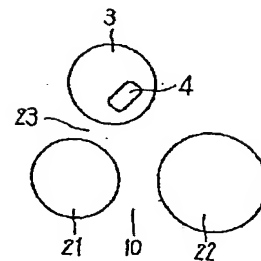
【図11】



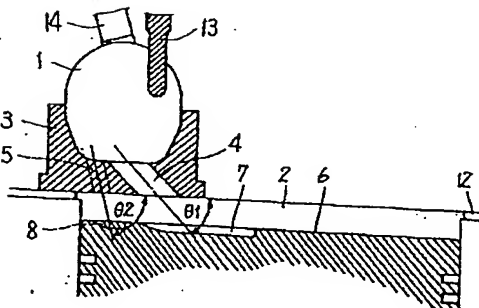
【図12】



【図13】



【図7】



【図8】

